



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KOREČKOVÝ ELEVÁTOR

BUCKET ELEVATOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Karlík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Jonák

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Petr Karlík**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Martin Jonák**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Korečkový elevátor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte svislý korečkový elevátor pro dopravu hrubě kusovitého a abrazivního materiálu. Dopravní výška je 20 m. Jmenovité dopravní množství je 50 t/hod.

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat technickou zprávu, která bude obsahovat funkční a kapacitní výpočet.

Určit hlavní rozměry elevátoru, navrhnout tažný prostředek a pohon.

Další výpočty budou provedeny dle pokynů vedoucího BP.

Nakreslit celkovou sestavu dopravníku a pohonného systému. Další výkresy dle pokynů vedoucího BP.

Seznam literatury:

Gajdůšek, J. a Škopán, M. (1988): Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno.

Dražan, F. a kol. (1983): Teorie a stavba dopravníků, skripta ČVUT v Praze.

Dražan, F. a Jeřábek, K. (1979): Manipulace s materiálem, SNTL/ALFA, 456 s., Praha.

ČSN 26 2008 (1993): Svislé korečkové elevátory, Základní parametry a rozměry, 8s., Praha.

ČSN 26 2001 (1994): Zařízení pro plynulou dopravu nákladů, Korečkové a lavičkové elevátory, 10 s., Praha.

Shigley, J., Mischke, Ch. a Budynas, R. (2010): Konstruování strojních součástí. Brno: VUT IUM. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc. ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá funkčním návrhem korečkového elevátoru pro svislou dopravu koksu. Rešeršní část obsahuje stručné uvedení do problematiky korečkových elevátorů. V dalších částech je poté proveden funkční výpočet s kontrolou gravitačního vyprazdňování. Konstrukční návrh dílčích komponent elevátoru je poté zaměřen především na kontrolu hnacího hřídele. K práci je přiložena příslušná výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

korečkový dopravník, koreček, dopravník, gravitační vyprazdňování, řetěz

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the functional design of the bucket elevator for the vertical transport of coke. The research section contains a brief introduction to the bucket elevator problematics. Other sections deal with the functional analysis comprising gravity discharge control. Engineering design of elevator's components is further focused mainly on the drive shaft control. To this thesis are attached appropriate drawings.

KEYWORDS

bucket elevator, bucket, conveyor, gravitation discharge, chain



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KARLÍK, P. *Korečkový elevátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 50 s. Vedoucí diplomové práce Ing Martin Jonák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Jonáka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu Ing. Martinu Jonákovi za cenné rady, připomínky a věnovaný čas při vedení této bakalářské práce. Také děkuji svým rodičům, své rodině a přítelkyni za podporu během celého studia



OBSAH

Úvod	10
1 Korečkové elevátory	11
1.1 Korečky	12
1.2 Tažný orgán	12
1.3 Pohon a napínání	13
1.4 Nosná konstrukce	14
1.5 Plnění korečků	14
1.6 Vyprazdňování korečků	15
2 Funkční výpočet	16
2.1 Předběžný výpočet	16
2.1.1 Zadané parametry	16
2.1.2 Výkon motoru	17
2.1.3 Obvodová síla	17
2.1.4 Volba tažného orgánu a korečků	18
2.1.5 Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečků	19
2.1.6 Volba řetězových kol	20
2.1.7 Stanovení tahů v tažném orgánu	21
2.2 Přesný výpočet	22
2.2.1 Určení jednotlivých odporů proti pohybu	22
2.2.2 Stanovení výkonu hnacího motoru	25
2.2.3 Určení napínací síly F_n a tahů v jednotlivých větvích	26
2.2.4 Určení odstředivé síly na hnacím řetězovém kole	27
2.2.5 Pevnostní kontrola tažného prostředku	27
2.2.6 Kontrola způsobu vyprazdňování	27
2.2.7 Kontrola rozteče korečků	27
3 Konstrukční výpočet hnacího hřídele	31
3.1 Výpočet reakčních sil v místě ložisek	31
3.1.1 Určení sil zatěžující hřídel	31
3.1.2 Určení reakcí	32
3.1.3 Výsledné vnitřní účinky	33
3.2 Kontrola hřídele v nebezpečných průřezích	34
3.2.1 Kontrola I. průřezu	34
3.2.2 Kontrola II. průřezu	35
3.2.3 Kontrola III. průřezu	36
3.3 Kontrola per	37



3.3.1	Kontrola pera na výstupním konci hřídele	37
3.3.2	Kontrola pera spojovacího řetězové kolo.....	38
3.4	Kontrola ložiska.....	39
3.4.1	Výpočet základní trvanlivosti.....	40
3.4.2	Výpočet modifikované trvanlivosti	40
	Závěr.....	42
	Seznam použitých zkratk a symbolů	45
	Seznam příloh.....	50



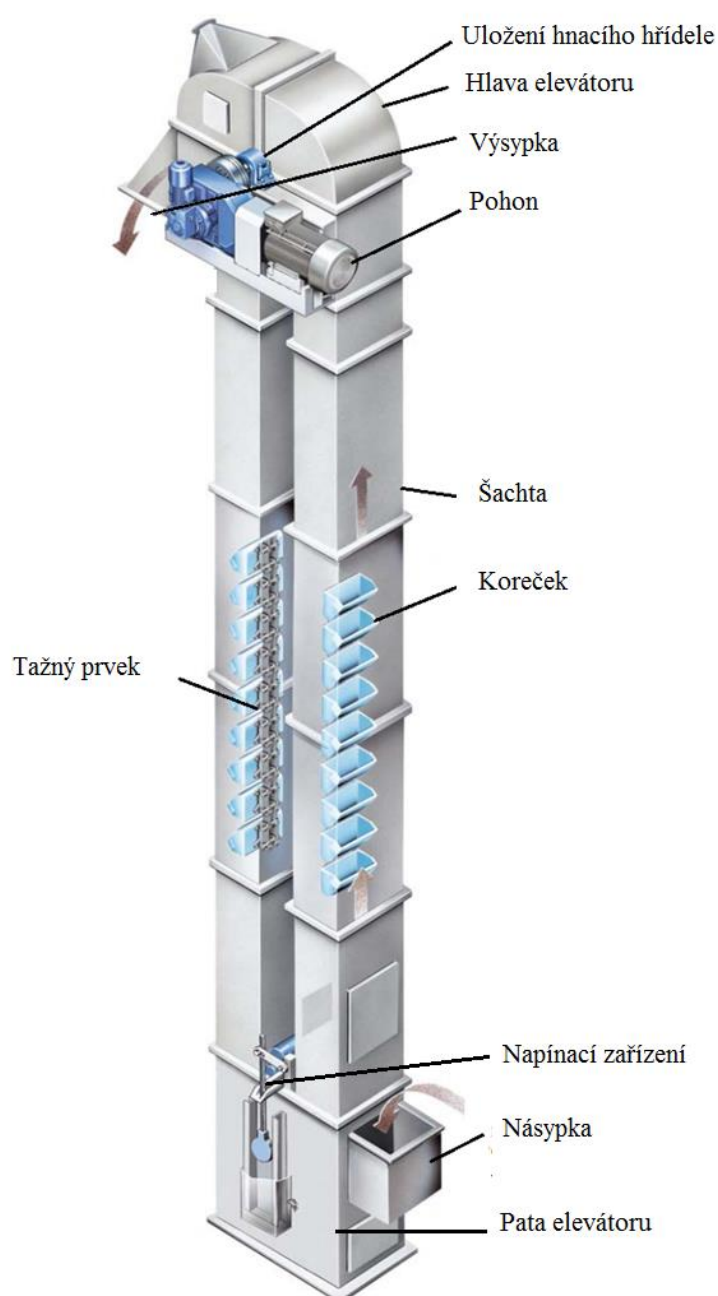
ÚVOD

Doprava materiálu je nezbytná operace v průmyslových odvětvích. V minulosti se na dopravu materiálu nekladly velké nároky a dílčí manipulace s materiálem byla prováděna za pomoci lidské síly podporované jednoduchými pomocnými prostředky. Se zvyšováním nároků na dopravu materiálu se tyto prostředky postupně vylepšovaly a lidská síla se začala nahrazovat silou mechanickou. Tím vznikly první dopravníky, které značně zvýšily rychlost, efektivitu a bezpečnost dopravy materiálu.

Korečkový elevátor je dopravník určený k přepravě materiálu svisle vzhůru. Má široké využití v zemědělském, potravinářském, stavebním, chemickém a odpadním průmyslu. Dopravovaný materiál je především sypký ale může být i lehce tekoucí nebo kusovitý. Tento materiál vstupuje do elevátoru v jeho spodní části. Zde je nabírán do korečků, které ho dopraví vzhůru, až do hlavy elevátoru, kde dochází k vyprazdňování korečků. Tím se materiál dostává na požadované místo nebo je připraven k další přepravě.

1 KOREČKOVÉ ELEVÁTORY

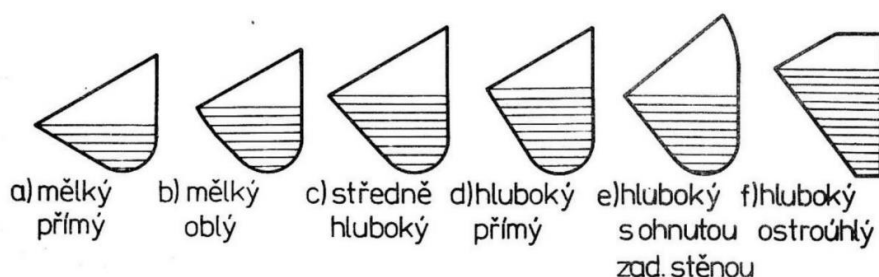
Jsou to mechanické dopravníky, které slouží k přepravě jemnozrnných a drobně kusovitých materiálů (obilí, písek, cement, uhlí, šterk, koks, mouka, popel, různé chemikálie atd.) ve svislém nebo šikmém směru [1]. Materiál je dopravován v korečkách, které jsou pevně upevněny na tažném orgánu. Tažným prostředkem může být pás (pryžový, tkaný, z PVC, pletivový) nebo řetěz (sponový, článkový). Materiál je nabírán do korečků v patě dopravníku hrabáním, nasypáváním nebo kombinovaným způsobem. K vyložení materiálu poté dochází v hlavě elevátoru odstředivým nebo gravitačním vyprazdňováním. [2]



Obr. 1 Hlavní části korečkového elevátoru[14]

1.1 KOREČKY

Jsou to nádoby, ve kterých je přepravován materiál. Korečky se vyrábějí lisováním nebo svařováním převážně z ocelového plechu tloušťky 1 až 8 mm. [2] V chemickém a potravinářském průmyslu mohou být využity korečky i z umělých hmot (nylon, uretan, HD polyetylen apod.). [5] Povrch korečků lze podle potřeby upravit pozinkováním, fosfátováním, povlakem z pryže nebo plastu. Při dopravě abrazivního materiálu je horní okraj přední stěny korečku vyztužen lemováním z ploché oceli. [2] Pro běžné účely se užívá šest základních profilů označených písmeny velké abecedy A až F (obr. 2). Dělení těchto profilů závisí především na dopravovaném materiálu a jeho fyzikálních vlastnostech. [3]



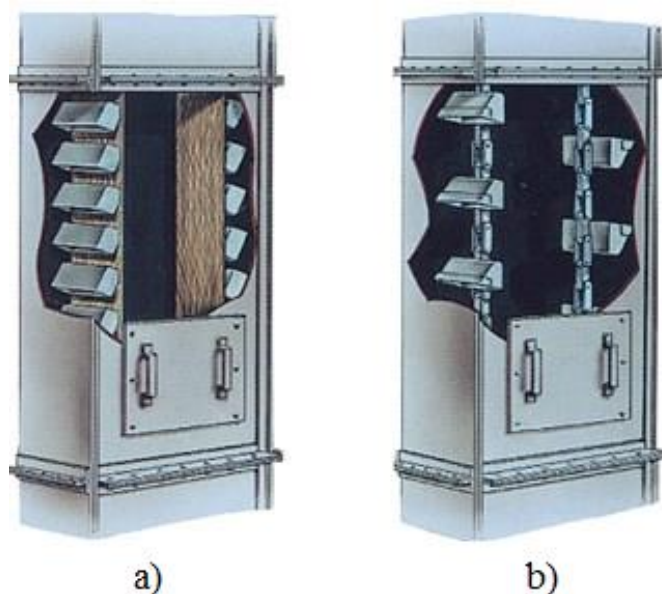
Obr. 2 Typy korečků[1]

1.2 TAŽNÝ ORGÁN

Jako tažné orgány se používají pásy nebo řetězy (obr. 3). Jejich volba závisí na dopravovaném materiálu, požadované rychlosti a také na dopravní výšce. [2]

Pro rychlosti od 1 až 3,5 m·s⁻¹ a dopravní výšky do 30 m se používá pás (obr. 3a), který může být u korečkových elevátorů buď pryžový, polyvinylchloridový, tkaný nebo pletivový. Z těchto materiálů se nejčastěji používá pryž, která může být vyztužena vložkou z textílie, umělých vláken nebo ocelových lan. Polyvinylchloridový pás se využívá v chemickém, potravinářském a farmaceutickém průmyslu. Při silném mechanickém, chemickém a tepelném namáhání se volí pásy pletivové. [2] Upevnit korečky k pásu lze speciálními talířovými šrouby, navulkanizováním, nebo speciálními segmenty. Pokud se korečky šroubují přímo na pás, zadní strana korečku se buď prolisuje, nebo se jinak vhodně upraví. [5] Důvodem je nutnost zanechat vnitřní stranu pásu se šrouby rovnou, aby byl zajištěn klidný přechod korečků přes kladky. [1]

Při dopravě abrazivního materiálu a se používá jako tažný orgán řetěz (obr. 3b), který je vhodný pro rychlosti od 0,3 až 1,2 m·s⁻¹. Také se používá pro vysoké dopravní výšky a při přepravě materiálu o vysoké teplotě. [2] Používají se článkové řetězy, které jsou tepelně zpracované pro zvýšenou odolnost proti ořezu, vysokopevnostní řetězy a sponové řetězy. [5] Při použití sponových zvedacích (Galloových) řetězů nemá dopravní rychlost překročit 0,2 m·s⁻¹, stejně tak měrný tlak v kloubech nemá překročit 20 MPa. [2] Vzhledem k dynamickému zatížení řetězů je vhodné používat řetězy s menší roztečí. [5]



Obr. 3 Tažný prostředek a) pás b) řetěz [15]

Korečky jsou k řetězům připojeny prostřednictvím šroubů a lze je snadno odnímat. [1] Řetězová větev může být jedna nebo dvě. Při užití dvou větví se zavěšení provede na zadní, nebo na bočních stěnách korečku [2].

1.3 POHON A NAPÍNÁNÍ

Hnací jednotka je umístěna v hlavě elevátoru a pohání hnací buben nebo kolo. Jako pohon se používají převodové motory nebo motor s připojenou převodovkou. K přenosu točivého momentu z pohonu se pro zachování souososti využívá dutý výstupní hřídel, který je navlečen na hnací hřídel bubnu nebo kola a tvoří současně pevný závěs převodovky. Druhý závěs je pružný aby zachycoval momenty působící na převodovku. [4] Hnací pohon je trojfázový asynchronní motor s kotvou nakrátko a je provozován s neregulační hydrodynamickou spojkou. [5] Pro provoz při revizích a opravách je elevátor opatřen malým pomocným motorem, který je dimenzován na zatížení prázdného dopravníku při malých rychlostech. [4]

Pohon udává do pohybu řetězové kolo nebo hnací buben. Řetězová kola jsou buď s ozubením, nebo zpravidla pro velké výkony se používá hladkých kol. Hnací síla se pro tohoto provedení, stejně jako při použití pásu, přenáší třením, které roste s rostoucí tíhou větví. [2]

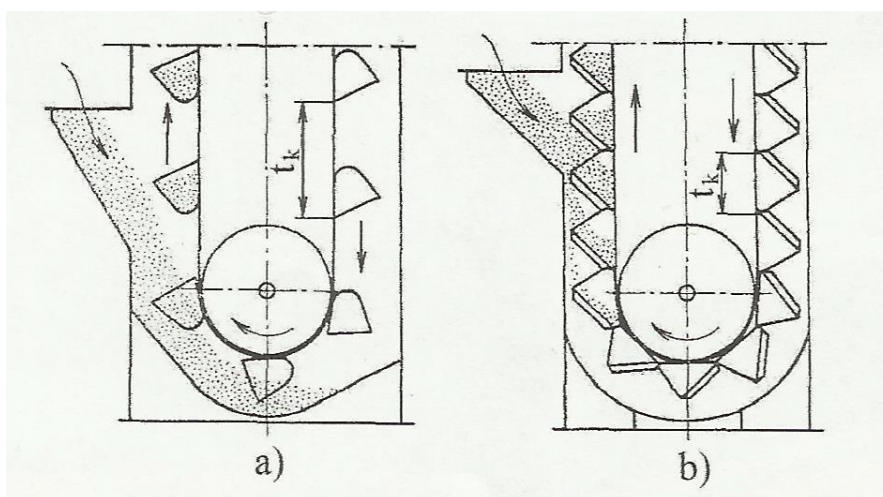
Pro správný přenos sil na hnací bubnu, nebo správný záběr řetězových kol, je důležité napínání tažného orgánu. Napnutí vyvozuje tíha součástí vratné stanice zavěšených na tažném orgánu. Pokud však tato síla nestačí, zvětšuje se přidavným závažím nebo se tažný orgán napne pomocí šroubů. [2]

1.4 NOSNÁ KONSTRUKCE

Konstrukci elevátoru lze volit mezi otevřenou nebo uzavřenou s ohledem na požadavky hluku a prašnosti. Nosným prvkem je v případě otevřeného elevátoru zpravidla ocelová příhradová konstrukce. V případě uzavřené konstrukce se používá šachta. Ta je buď zakotvena v patě, nebo je zavěšena od hlavy elevátoru. Podle velikosti elevátoru se šachta používá buď společná pro obě větve, nebo je pro každou větev zvlášť. [2]

1.5 PLNĚNÍ KOREČKŮ

Plnění musí probíhat plynule a nesmí docházet k přeplňování korečků. Používá se násypný, hrabací, nebo kombinovaný způsob. [2]



Obr. 4 Plnění korečků a) hrabací b) násypný [4]

Násypný způsob (obr. 4b) spočívá v přímém nasypávání materiálu do korečků. Je vhodný pro hrubě kusovité a silně abrazivní materiály. Tažným prvkem se zde využívá výhradně řetězů. Pro správné naplnění korečků se používá nižší rychlost a větší rozteč korečků. [1] Pro správný přívod materiálu je vhodné umístit před elevátor podavač nebo dávkovací zařízení. [2]

U hrabacího způsobu (obr. 4a) dopravovaný materiál propadá na dno elevátoru a tam se shromažďuje. Při průchodu korečku touto vrstvou pak dochází k plnění. Tento způsob se používá pro syké jemně kusovité nebo jemně práškovité materiály. Rychlost elevátoru se volí pro kusovité materiály menší než $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, pro materiály se zrnitostí do 10 mm lze u tohoto způsobu použít maximální rychlost elevátoru. [1] Nevýhodou hrabacího způsobu je větší opotřebení korečků a větší spotřeba energie. [2]

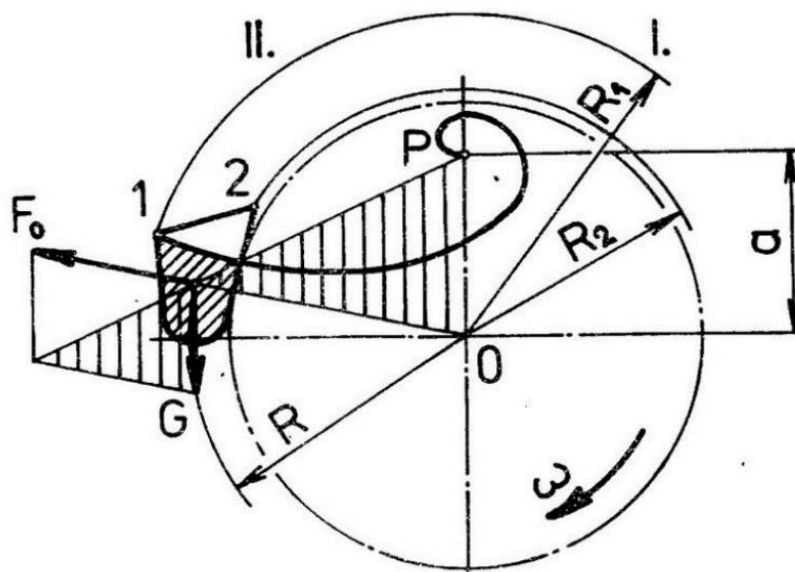
Kombinovaný způsob zahrnuje hrabací i násypné plnění. Nastává při nedokonalém násypném způsobu, kdy část materiálu propadá kolem korečků na dno elevátoru, kde se hromadí. Zde se tento materiál se nabírá hrabacím způsobem. [2]

1.6 VYPRAZDŇOVÁNÍ KOREČKŮ

Podle způsobu vyprazdňování korečků se elevátory dělí na gravitační a odstředivé. Určení způsobu vyprazdňování závisí na poloze pólu P , který je průsečíkem vertikální osy s nositelkou výslednice vnějších sil působících na obsah korečku (gravitační a odstředivá síla). Pokud se tento pól nachází uvnitř kružnice o poloměru R_2 (obr. 5) jde o odstředivé vyprazdňování. Jestliže je vzdálenost a větší než poloměr R_1 pak jde o gravitační vyprazdňování. [1]

Při odstředivém vyprazdňování je materiál vysypáván vlivem odstředivé síly přes hranu korečku 1 již ve II. kvadrantu. Tento způsob je častý při vyšších dopravovaných rychlostech a je vhodný pro látky, které si zachovávají synpý úhel i při změně zrnitosti a vlhkosti [1]

Gravitační vyprazdňování probíhá až v I. kvadrantu, kdy materiál vypadává z korečku vlivem vlastní tíhy přes hranu 2. Při tomto způsobu je nutné kontrolovat rozteč korečků, aby materiál po vyprázdnění nedostihl koreček předchozí a nedocházelo tak k tříštění materiálového toku.[1] Gravitační vyprazdňování lze rozdělit na řízené a volné. Při řízeném způsobu materiál přepadává přes zadní stěnu předchozího korečku. Volné vyprazdňování lze realizovat sklonem elevátoru, odklonem vratné větve nebo vyprazdňováním středem elevátoru. [4]



Obr. 5 Silové poměry při vyprazdňování [1]

**ZVOLENÉ PARAMETRY**

Průměr hnacího kola:	$D_1 = 0,637 \text{ m}$	
Průměr hnaného kola:	$D_2 = 0,5 \text{ m}$	
Vzdálenost os kol:	$H_0 = 23 \text{ m}$	
Vzdálenost násypky od země:	$H_n = 2 \text{ m}$	
Délka tažného prostředku zatíženého materiálem:	$H_m = 22,1 \text{ m}$	
Sypná hmotnost koksu:	$\gamma = 500 \text{ kg/m}^3$	zvoleno dle [6]
Dynamický sypný úhel:	$\psi = 15^\circ$	zvoleno dle [6]

MAXIMÁLNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKA

$$H = H_0 + \frac{D_1 + D_2}{2} \quad [m] \quad (1)$$

$$H = 23 + \frac{0,64 + 0,5}{2}$$

$$H = 23,57 \text{ m}$$

2.1.2 VÝKON MOTORU

$$P = \frac{\mu_1 \cdot Q \cdot H \cdot g}{3,6} \quad [W] \quad (2)$$

$$P = \frac{2,6 \cdot 50 \cdot 23,57 \cdot 9,81}{3,6}$$

$$P = 8349,67 \text{ W}$$

Kde: $\mu_1 = 2,6$ je celkový součinitel odporu dle [1] (tab. 8.13)

Z vypočteného výkonu je zvolen předběžně motor dle [11]

$$P_z = 9,2 \text{ kW}$$

2.1.3 OBVODOVÁ SÍLA

$$F = \frac{P_z \cdot \eta}{v} \quad (3)$$

$$F = \frac{9200 \cdot 0,95}{1,25}$$

$$F = 6992 \text{ N}$$



Kde: $\eta = 0,95$ zvolená účinnost převodů od motoru k poháněcí hřídeli

$v = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ zvolená rychlost korečků dle normy [3]

2.1.4 VOLBA TAŽNÉHO ORGÁNU A KOREČKŮ

Podle druhu a vlastností dopravovaného materiálu je voleno gravitační vyprazdňování a jako tažný prostředek je volen řetěz. Z rovnice pro hodinový dopravní výkon je určen obsah korečku.

$$V_K = \frac{Q \cdot t_k}{\varphi \cdot v \cdot 3,6 \cdot \gamma} [\text{m}^3]$$

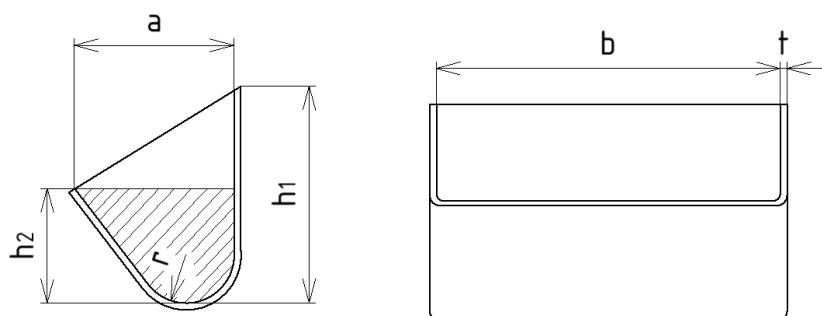
$$V_K = \frac{50 \cdot 0,5}{0,8 \cdot 1,25 \cdot 3,6 \cdot 500} \quad (4)$$

$$V_K = 0,01389 \text{ m}^3$$

Kde: $t_k = 0,5 \text{ m}$ je zvolená rozteč korečků dle normy [3]

$\varphi = 0,8$ je součinitel plnění dle [1] (tab. 8.14)

Podle výsledného obsahu volen svařovaný ocelový koreček se zesílenou přední hranou od firmy Pewag s.r.o. [10] (str. 41)



Obr. 7 Hlavní rozměry korečku [10]

PARAMETRY ZVOLENÉHO KOREČKU

Šířka korečku $b_k = 500 \text{ mm}$

Násypná šířka korečku $a_k = 250 \text{ mm}$

Výška zadní stěny korečku $h_1 = 315 \text{ mm}$

Výška přední stěny korečku $h_2 = 170 \text{ mm}$

Poloměr zaoblení dna korečku $r_k = 80 \text{ mm}$

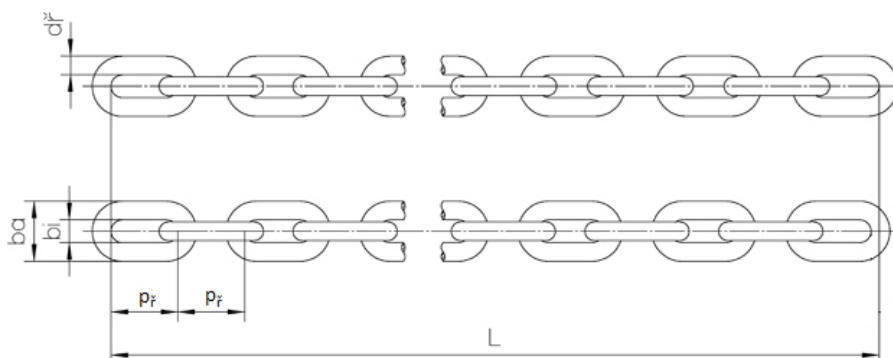
Tloušťka stěny korečku $t_s = 5 \text{ mm}$

Hmotnost korečku $m_{k0} = 16,1 \text{ kg}$

Kapacita korečku $V_0 = 14,9 \text{ dm}^3$ (šrafovaná plocha obr. 7)

PARAMETRY ZVOLENÉHO TAŽNÉHO PROSTŘEDKU

Je zvolen svařovaný řetěz z oceli kruhového profilu HV 14 x 50 G80 E10 [10] (str. 20)



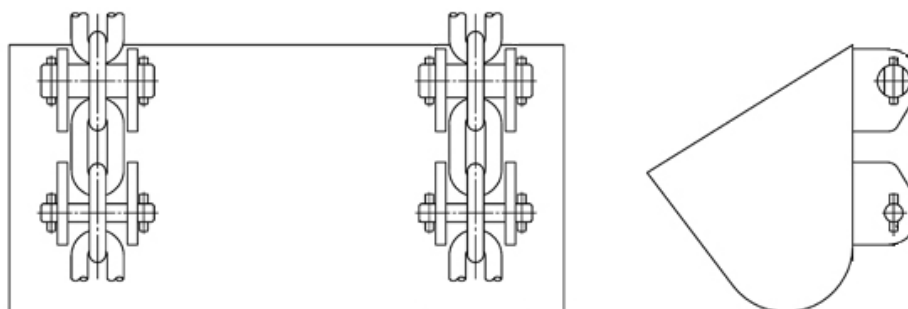
Obr. 8 Rozměry řetězu [10]

Jmenovitá tloušťka článku řetězu: $d_f = 14 \text{ mm}$

Rozteč řetězu: $p_f = 50 \text{ mm}$

Vnější šířka: $b_a = 47 \text{ mm}$

Vnitřní šířka: $b_i = 16,3 \text{ mm}$



Obr. 9 Uchycení BHV [10]

Aby byla dosažena požadovaná délka řetězu je zvolen spojovací článek VHV 14 x 50. [10] (str. 25) Upnutí řetězu ke korečku je provedeno pomocí BHV uchycení (obr. 9). [10] (str. 34)

2.1.5 DÉLKOVÉ ZATÍŽENÍ TAŽNÉHO PROSTŘEDKU OD HMOTNOSTI KOREČKŮ

$$q_3 = \frac{m_k \cdot g}{t_k} [N/m^3] \quad (5)$$

$$q_3 = \frac{18,5 \cdot 9,81}{0,5}$$

$$q_3 = 362,97 \text{ N/m}^3$$

Kde: $m_k = 18,5 \text{ kg}$ hmotnost prázdného korečku s upínacím zařízením [10]



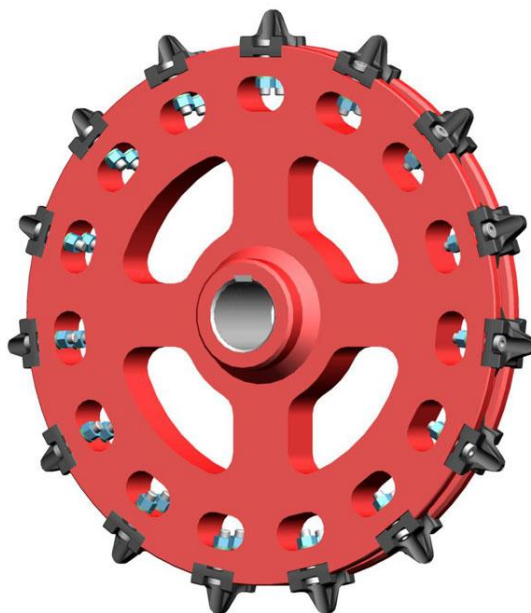
2.1.6 VOLBA ŘETĚZOVÝCH KOL

Řetězová kola jsou volena od firmy Pewag s.r.o.. V hlavě elevátoru jsou volena dvě poháněcí kola RHV 14/20-50. Toto kolo je osazeno vyměnitelnými a nastavitelnými zuby EHV s tvrdostí povrchu 800 HV10 a je určeno pro volený řetěz HV 14 x 50. [10] (str. 26)

Parametry kola:

Průměr roztečné kružnice: $D_1 = 0,637 \text{ m}$

Hmotnost: $m_{k1} = 79 \text{ kg}$



Obr. 10 Zvolené poháněcí kolo[10]

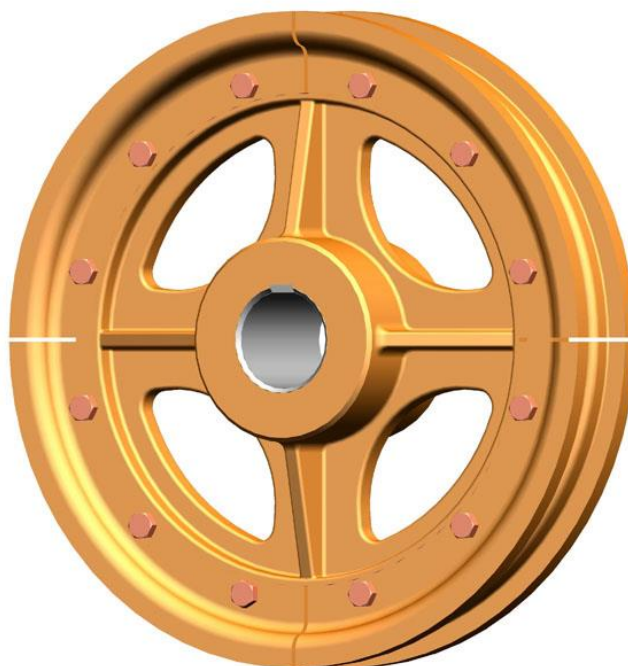
Počet zubů: $z = 20$

V patě elevátoru jsou volena dvě napínací hladká segmentová kola s označením SUR 14/500 vhodná pro zvolený řetěz HV 14 x 50. Kola mají snadno vyměnitelné segmenty vyrobené z tvrzené litiny o tvrdosti 400 HB30 [10] (str. 30)

Parametry kola:

Průměr roztečné kružnice: $D_2 = 0,5 \text{ m}$

Hmotnost: $m_{k2} = 54 \text{ kg}$



Obr. 11 Zvolené napínací kolo [10]

2.1.7 STANOVENÍ TAHŮ V TAŽNÉM ORGÁNU

TAH V NABÍHAJÍCÍ VĚTVI

$$T_{p1} = F + H \cdot (q_2 + q_3) + \frac{m_n}{2} \cdot g \quad [N] \quad (6)$$

$$T_{p1} = 6992 + 23,57 \cdot (40,2 + 362,97) + \frac{153}{2} \cdot 9,81$$

$$T_{p1} = 17245,18 \text{ N}$$

Kde: $q_2 = 40,2 \text{ N/m}$ délkové zatížení tažného prostředku od vlastní tíhy [10]
 $m_n = 153 \text{ kg}$ hmotnost napínacích kol s příslušenstvím

TAH VE SBÍHAJÍCÍ VĚTVI

$$T_{p2} = T_{p1} - F \quad [N] \quad (7)$$

$$T_{p2} = 17245,18 - 6992$$

$$T_{p2} = 10253,18 \text{ N}$$



2.2 PŘESNÝ VÝPOČET

2.2.1 URČENÍ JEDNOTLIVÝCH ODPORŮ PROTI POHYBU

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_1 POTŘEBNÁ K NABÍRÁNÍ MATERIÁLU

$$F_1 = c_1 \cdot q_1 [N] \quad (8)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 109$$

$$F_1 = 54,5 N$$

Kde: $c_1 = 0,5$ součinitel odporu při nabírání [1] (tab. 8.16)

$q_1 = 109 N/m$ délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti materiálu

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{3,6 \cdot v} [N/m] \quad (9)$$

$$q_1 = \frac{50 \cdot 9,81}{3,6 \cdot 1,25}$$

$$q_1 = 109 N/m$$

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_2 POTŘEBNÁ KE ZVEDÁNÍ MATERIÁLU

$$F_2 = q_1 \cdot H_m [N] \quad (10)$$

$$F_2 = 109 \cdot 22,1$$

$$F_2 = 2408,9 N$$

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_3 POTŘEBNÁ K PŘEKONÁNÍ ODPORU OHÝBÁNÍ TAŽNÉHO PROSTŘEDKU NA NAPÍNACÍCH KOLECH

$$F_3 = \mu_2 \cdot \frac{d_r}{D_2} \cdot F_n [N] \quad (11)$$

$$F_3 = 0,4 \cdot \frac{0,014}{0,5} \cdot 3446,74$$

$$F_3 = 38,60 N$$

Kde: $\mu_2 = 0,4$ je součinitel tření svařovaných řetězů [1]

F_n je napínací síla



$$F_n = 2 \cdot [k \cdot T_{p2} - H \cdot (q_2 + q_3)] [N] \quad (12)$$

$$F_n = 2 \cdot [1,1 \cdot 10253,18 - 23,57 \cdot (40,2 + 362,97)]$$

$$F_n = 3446,74 \text{ N}$$

Kde: $k = 1,1$ je součinitel bezpečnosti proti prokluzování uvažující vliv zrychlujících sil při rozběhu [1]

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_4 POTŘEBNÁ K PŘEKONÁNÍ ODPORU OHÝBÁNÍ TAŽNÉHO PROSTŘEDKU NA HNACÍCH KOLECH

$$F_4 = \mu_2 \cdot \frac{d_f}{D_1} \cdot (T_{p1} + T_{p2}) [N] \quad (13)$$

$$F_4 = 0,4 \cdot \frac{0,014}{0,637} \cdot (17245,18 + 10253,18)$$

$$F_4 = 241,74 \text{ N}$$

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_5 POTŘEBNÁ K PŘEKONÁNÍ ODPORU TŘENÍ LOŽISEK NAPÍNACÍHO HŘÍDELE

$$F_5 = \mu_3 \cdot \frac{d_2}{D_2} \cdot F'_n [N] \quad (14)$$

$$F_5 = 0,5 \cdot \frac{0,05}{0,5} \cdot 1945,81$$

$$F_5 = 97,29 \text{ N}$$

Kde: $\mu_3 = 0,5$ je součinitel odporu tření valivých ložisek [1]

$d_2 = 0,05 \text{ m}$ je volený průměr hřídele napínacích kol

F'_n je přídatná napínací síla

$$F'_n = F_n - m_b \cdot g [N] \quad (15)$$

$$F'_n = 3446,74 - 153 \cdot 9,81$$

$$F'_n = 1945,81 \text{ N}$$

**SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_6 POTŘEBNÁ K PŘEKONÁNÍ ODPORU TŘENÍ LOŽISEK POHÁNĚCÍHO HŘÍDELE**

$$F_6 = \mu_3 \cdot \frac{d_3}{D_2} \cdot (T_{p1} + T_{p2}) \text{ [N]} \quad (16)$$

$$F_6 = 0,5 \cdot \frac{0,075}{0,5} \cdot (17245,18 + 10253,18)$$

$$F_6 = 2062,38 \text{ N}$$

Kde: $d_3 = 0,075 \text{ m}$ je volený průměr hřídele hnacích kol

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_7 POTŘEBNÁ KE ZVEDÁNÍ TAŽNÉHO PROSTŘEDKU

$$F_7 = p \cdot q_2 \cdot H \text{ [N]} \quad (17)$$

$$F_7 = 2 \cdot 40,2 \cdot 23,57$$

$$F_7 = 1895,03 \text{ N}$$

Kde: $p = 2 \text{ m}$ je počet tažných řetězů jedné větve

SLOŽKA OBVODOVÉ SÍLY F_8 POTŘEBNÁ KE ZVEDÁNÍ TAŽNÉHO PROSTŘEDKU

$$F_8 = q_3 \cdot H \text{ [N]} \quad (18)$$

$$F_8 = 362,97 \cdot 23,57$$

$$F_8 = 8555,10 \text{ N}$$

CELKOVÁ OBVODOVÁ SÍLA

Je dána součtem složek F_1 až F_6

$$F_c = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 \text{ [N]} \quad (19)$$

$$F_c = 54,5 + 2408,9 + 38,60 + 241,74 + 97,29 + 2062,38$$

$$F_c = 4903,41 \text{ N}$$



2.2.2 STANOVENÍ VÝKONU HNACÍHO MOTORU

$$P_s = \frac{F_c \cdot v}{\eta} [W] \quad (20)$$

$$P_s = \frac{4903,41 \cdot 1,25}{0,95}$$

$$P_s = 6451,9 \text{ W}$$

Z vypočteného výkonu je volen pohon elevátoru:

Kuželo-čelní převodový pohon SEW-EURODRIVE KA 97 DRS 132M4 T [11] (str. 447)

Tento typ pohonu je konstruován na souosé spojení výstupního hřídele s hnacím hřídelem elevátoru pomocí dutého konce výstupního hřídele. Spojení plní také funkci uložení pohonu, který je k rámu elevátoru připojen pouze pružným silentblokem, jenž zabraňuje pootočení pohonu a vyrovnává případné rázy.

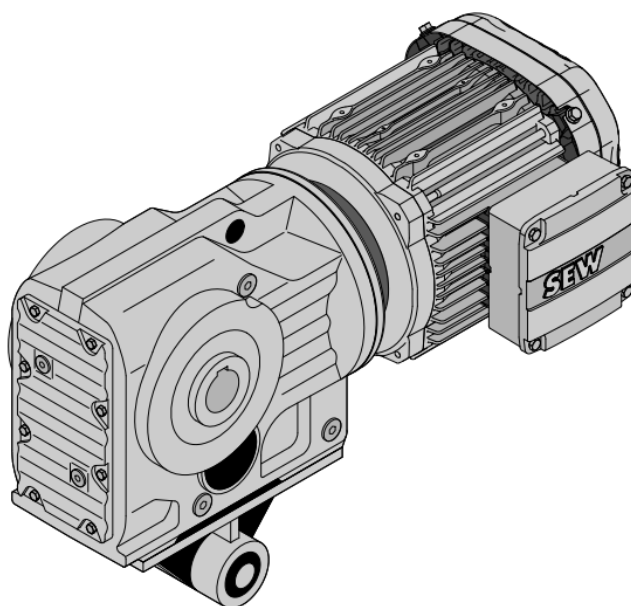
Jmenovitý výkon: $P_z = 7500 \text{ W}$

Výstupní otáčky: $n = 38 \text{ min}^{-1}$

Krouticí moment: $M_K = 1890 \text{ Nm}$

Převodový poměr: $i = 38,30$

Hmotnost: $m_m = 190 \text{ kg}$



Obr. 12 Zvolený převodový motor[11]

**SKUTEČNÁ OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍCH KOLECH**

$$F_z = \frac{P_z \cdot \eta}{v_m} [N] \quad (21)$$

$$F_z = \frac{7500 \cdot 0,95}{1,267}$$

$$F_z = 5623,52 \text{ N}$$

Kde: v_m je skutečná rychlost na hnacích kolech

$$v_m = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n}{60} [m/s] \quad (22)$$

$$v_m = \frac{\pi \cdot 0,637 \cdot 38}{60}$$

$$v_m = 1,267 \text{ m/s}$$

2.2.3 URČENÍ NAPÍNACÍ SÍLY F_N A TAHŮ V JEDNOTLIVÝCH VĚTVÍCH

Napínací síla pro řetězové elevátory:

$$F_N = m_b \cdot g [N] \quad (23)$$

$$F_N = 153 \cdot 9,81$$

$$F_N = 1500,93 \text{ N}$$

CELKOVÝ TAH V NABÍHAJÍCÍ VĚTVI TAŽNÉHO PROSTŘEDKU PAK BUDE

$$T_1 = F_1 + F_2 + F_3 + F_5 + F_7 + F_8 + \frac{F_N}{2} [N] \quad (24)$$

$$T_1 = 54,5 + 2408,9 + 38,60 + 97,29 + 1895,03 + 8555,10 + \frac{1500,93}{2}$$

$$T_1 = 13799,9 \text{ N}$$

CELKOVÝ TAH VE SBÍHAJÍCÍ VĚTVI

$$T_2 = F_7 + F_8 + \frac{F_N}{2} [N] \quad (25)$$

$$T_2 = 1895,03 + 8555,10 + \frac{1500,93}{2}$$

$$T_2 = 11200,6 \text{ N}$$



2.2.4 URČENÍ ODSŘEDIVÉ SÍLY NA HNACÍM ŘETĚZOVÉM KOLE

$$F_o = (q_1 + q_2 + q_3) \cdot \frac{v_m^2}{g} [N] \quad (26)$$

$$F_o = (109 + 40,2 + 362,97) \cdot \frac{1,267^2}{9,81}$$

$$F_o = 83,81 \text{ N}$$

2.2.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA TAŽNÉHO PROSTŘEDKU

$$F_{\Sigma} = T_1 + F_C < F_{dř} [N] \quad (27)$$

$$F_{\Sigma} = 13799,9 + 4903,41 < 74000$$

$$F_{\Sigma} = 18703,31 \text{ N} < 74000 \text{ N} \rightarrow \text{zvolený řetěz vyhovuje}$$

Kde $F_{dř} = 74000 [N]$ je dovolené zatížení řetězu [10] (str. 20)

2.2.6 KONTROLA ZPŮSOBU VYPRAZDŇOVÁNÍ

V kapitole 2.1.5 byl zvolen gravitační způsob vyprazdňování. Kontrola tohoto způsobu je provedena pomocí určení polohy pólu [1]. Tento způsob je blíže popsán v kapitole 1.6

$$a = \frac{g \cdot \left(\frac{D_k}{2}\right)^2}{v_m^2} [m] \quad (28)$$

$$a = \frac{9,81 \cdot \left(\frac{0,637}{2}\right)^2}{1,267^2}$$

$$a = 0,6199 \text{ m}$$

Vzdálenost středu kola od nejvzdálenější hrany korečku je $R_1 = 0,607 \text{ m}$ (odměřeno pomocí Autodesk Inventor 2016)

$$a > R_1$$

$0,619 > 0,607 \rightarrow$ Pól se nachází vně kružnice o poloměru R_1 , jedná se o gravitační vyprazdňování.

2.2.7 KONTROLA ROZTEČE KOREČKŮ

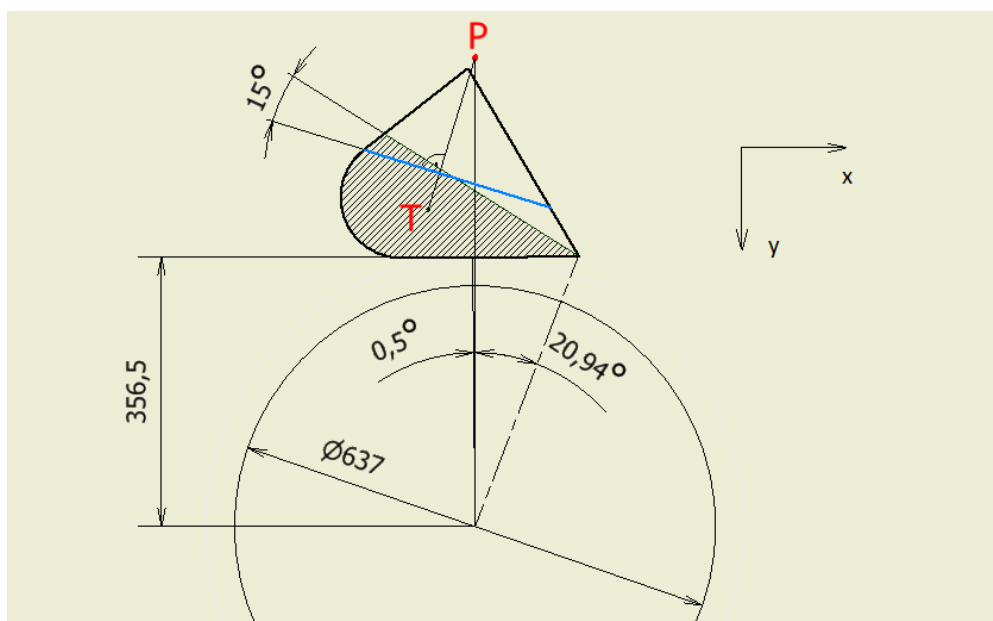
Při gravitačním vyprazdňování se materiál po opuštění korečku přibližuje ke korečku předchozímu. Aby nedocházelo ke kolizi, a tím k nežádoucímu tříštění materiálového toku je provedena kontrola rozteče korečků.

Tato kontrola je provedena pomocí programu Autodesk Inventor 2016



Určení počátku vyprazdňování

Počátek vyprazdňování nastává, pokud se hladina materiálu v korečku dostane přes vnitřní hranu korečku. Tento stav byl nejprve určen pro ideální kapalinu. Hladina kapaliny je stále kolmá na přímkou protínající těžiště kapaliny a pól. Při konstantním objemu materiálu se hladina při otáčení korečku blíží vnitřní hraně korečku. Avšak pro skutečný sypký materiál je tato hladina opožděna o dynamický syný úhel. K počátku vyprazdňování koks z korečku tedy dojde později než v případě ideální kapaliny.



Obr. 13 Poloha korečku při počátku vyprazdňování

Na obr.13 je zobrazen začátek vyprazdňování. Červeně jsou naznačeny polohy pólu a těžiště, modře pak hladina ideální kapaliny. Vyšrafovaná část označuje polohu dopravovaného materiálu při dosažení začátku vyprazdňování. Materiál se začne vysypávat při natočení ramena uchycení korečku $0,5^\circ$ před svislou osou y .

Trajektorie pádu materiálu

Nejprve je určena rychlost korečku v bodě počátku vyprazdňování

$$v_a = \frac{v_m}{\frac{D_2}{2}} \cdot R_a \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (29)$$

$$v_a = \frac{1,267}{\frac{0,637}{2}} \cdot 0,383$$

$$v_a = 1,523 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$



Kde: $R_a = 0,383$ je vzdálenost bodu počátku vyprazdňování od středu otáčení kola (na obr. 6 vyznačena čerchovanou čarou)

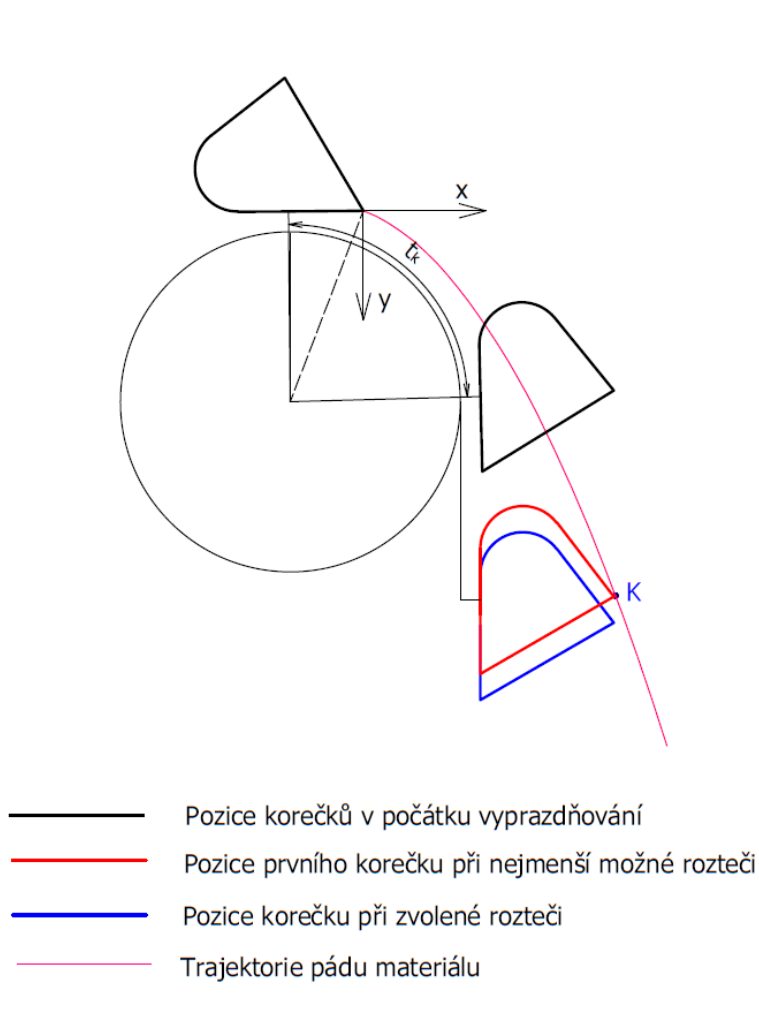
Dráha padajícího materiálu popisuje šikmý parabolický vrh složený z přímočarého rovnoměrného pohybu ve směru osy x a volného pádu ve směru osy y [1]

Rovnice dílčích trajektorií jsou:

$$x_m = v_a \cdot t \cdot \cos \alpha_a [m] \quad (30)$$

$$y_m = v_a \cdot t \cdot \sin \alpha_a + \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 [m]$$

Při dosazování za čas t určíme body trajektorie materiálu a tím výslednou dráhu padajícího materiálu.



Obr. 14 Trajektorie pádu materiálu



Na obr.14 je výsledná trajektorie pádu materiálu. Pro červený a modrý koreček platí shodný čas t . Tento čas je také shodný pro kolizní bod K. Poloha tohoto bodu je zjištěna dosazením do rovnice 30

$$x_m = 1,523 \cdot 0,3328 \cdot \cos 20,98$$

$$x_m = 0,473 \text{ m}$$

$$y_m = 1,523 \cdot 0,3328 \cdot \sin 20,98 + \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,3328^2$$

$$y_m = 0,725 \text{ m}$$

Kde: x_m je poloha materiálu na ose x

y_m je poloha materiálu na ose y

$\alpha_a = 20,94$ je úhel mezi počáteční dráhou materiálu a osou x (obr. 13)

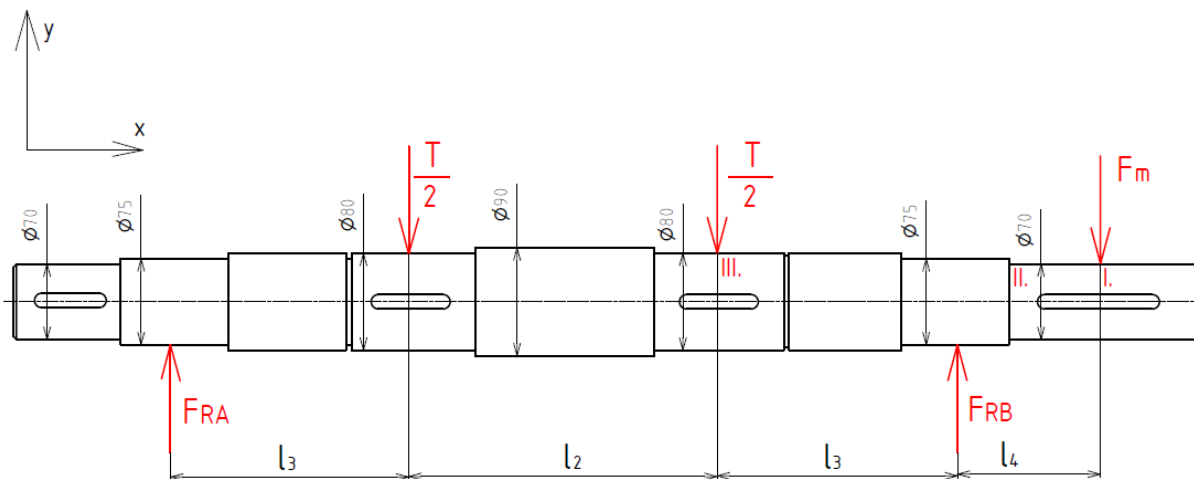
$t = 0,3328$ čas, během kterého urazí materiál výslednou dráhu (odečteno z obr.14 pomocí Autodesk Inventor 2016)

Z obr.14 je patrné že zvolená rozteč $t_k = 0,5 \text{ m}$ vyhovuje

3 KONSTRUKČNÍ VÝPOČET HNACÍHO HŘÍDELE

Výpočet zahrnuje volbu hřídele s následnou kontrolou v nebezpečných místech. Dále pak kontrolu pera a volbu ložisek. Tento výpočet je proveden dle zdroje [7]

3.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL V MÍSTĚ LOŽISEK



Obr. 15 Uvolnění hnacího hřídele

Volba rozměrů:

$$l_1 = 300 \text{ mm}$$

$$l_2 = 300 \text{ mm}$$

$$l_3 = 300 \text{ mm}$$

$$l_4 = 180 \text{ mm}$$

3.1.1 URČENÍ SIL ZATĚŽUJÍCÍ HŘÍDEL

Celková síla od kol:

$$T = T_1 + T_2 + m_k \cdot g \text{ [N]} \quad (31)$$

$$T = 13799,9 + 11200,6 + 79 \cdot 9,81$$

$$T = 25775,5 \text{ N}$$

Kde: $m_{k2} = 79 \text{ kg}$ je hmotnost řetězového kola (viz 2.1.7)



Síla od hmotnosti motoru

$$F_m = m_m \cdot g \text{ [N]} \quad (32)$$

$$F_m = 190 \cdot 9,81$$

$$F_m = 1863,9 \text{ N}$$

3.1.2 URČENÍ REAKCÍ

$$\sum F_x = 0 \quad 0 = 0 \quad (33)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{RA} - \frac{T}{2} - \frac{T}{2} + F_{RB} - F_m = 0 \quad (34)$$

$$\sum M_o = 0 \quad -\frac{T}{2} \cdot l_1 - \frac{T}{2} \cdot (l_1 + l_2) + F_{RB} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_m \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) \quad (35)$$

Reakce v bodě B

$$F_{RB} = \frac{\frac{T}{2} \cdot l_1 + \frac{T}{2} \cdot (l_1 + l_2) + F_m \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{l_1 + l_2 + l_3} \quad (36)$$

$$F_{RB} = \frac{\frac{25776}{2} \cdot 300 + \frac{25776}{2} \cdot (300 + 300) + 1864 \cdot (300 + 300 + 300 + 180)}{300 + 300 + 300}$$

$$F_{RB} = 15899 \text{ N}$$

Reakce v bodě A

$$F_{RA} = \frac{T}{2} + \frac{T}{2} - \left[\frac{\frac{T}{2} \cdot l_1 + \frac{T}{2} \cdot (l_1 + l_2) + F_m \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{l_1 + l_2 + l_3} \right] + F_m \text{ [N]} \quad (37)$$

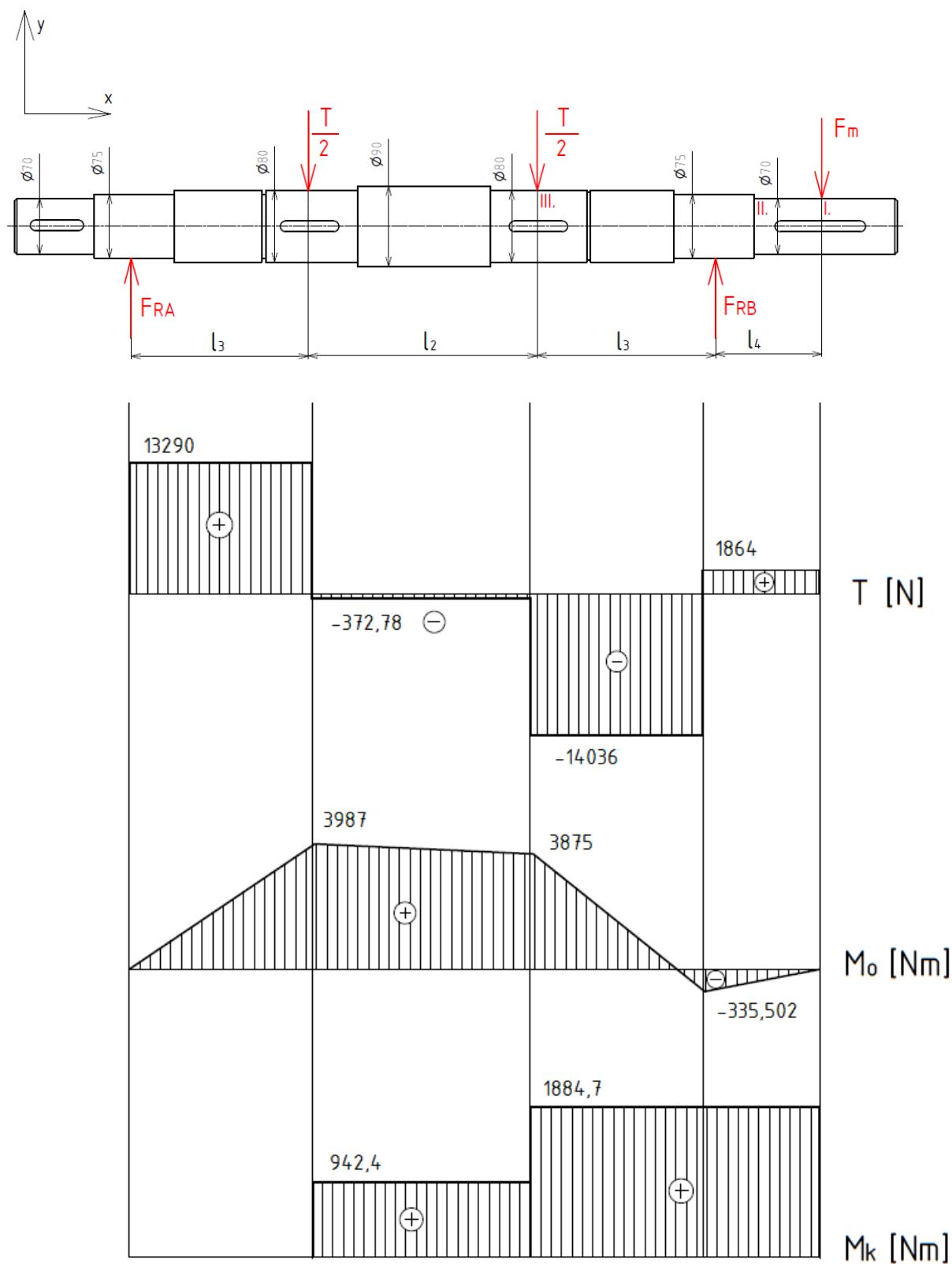
$$F_{RA} = 2 \cdot \frac{T}{2} - \left[\frac{2 \cdot \frac{T}{2} \cdot l_1 + \frac{T}{2} \cdot l_2 + F_m \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{l_1 + l_2 + l_3} \right] + F_m \text{ [N]}$$

$$F_{RA} = 2 \cdot \frac{25776}{2} - \left[\frac{2 \cdot \frac{25776}{2} \cdot 300 + \frac{25776}{2} \cdot 300 + 1864 \cdot (300 + 300 + 300 + 180)}{300 + 300 + 300} \right] + 1864$$

$$F_{RA} = 13290 \text{ N}$$



3.1.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY



Obr. 16 Zobrazení výsledných vnitřních účinků



3.2 KONTROLA HŘÍDELE V NEBEZPEČNÝCH PRŮŘEZECH

První nebezpečný průřez je v místě spojení s motorem. Druhý nebezpečný průřez je v prvním odsazení hřídele. Další je pod ložiskem B a poslední nebezpečný průřez je v místě největšího zatížení, tj. pod řetězovým kolem.

Volba materiálu hřídele

Pro hnací hřídel elevátoru je volena ocel ČSN EN 1.0060 [9]

Mez pevnosti: $R_m = 650 \text{ MPa}$

Mez kluzu: $R_e = 295 \text{ MPa}$

3.2.1 KONTROLA I. PRŮŘEZU

V kritickém průřezu I se nachází drážka pro pero. Rozměry drážky dle [9]

$d_{Ip} = 62,6 \text{ mm}$ nejmenší průměr hřídele

$b_{Ip} = 20 \text{ mm}$ šířka drážky

$R_{Ip} = 0,6 \text{ mm}$ poloměr zaoblení drážky

Dle VVU je v tomto průřezu ohybový moment nulový a působí zde pouze krouticí moment

$$M_{kl} = M_K = 1884,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (38)$$

Smykové napětí

$$\tau_{kl} = \frac{M_{kl}}{W_{kl}} = \frac{M_{kl}}{\frac{\pi \cdot d_{Ip}^3}{16}} [\text{MPa}] \quad (39)$$

$$\tau_{kl} = \frac{1884,7}{\frac{\pi \cdot 62,6^3}{16}}$$

$$\tau_{kl} = 39,13 \text{ MPa}$$

Mez kluzu, kterou musí zvolený materiál splnit

$$R_{el} = \frac{\alpha_{kl} \cdot \tau_{kl}}{0,577} [\text{MPa}] \quad (40)$$

$$R_{el} = \frac{2,4 \cdot 39,13}{0,577}$$

$$R_{el} = 162,75 \text{ MPa}$$

Kde $\alpha_{kl} = 2,4$ je tvarový součinitel určený dle [8] (obr. 23-5)



Bezpečnost v I. kritickém průřezu

$$k_I = \frac{R_e}{R_{eI}} [-] \quad (41)$$

$$k_I = \frac{295}{167,04}$$

$$k_I = 1,813 [MPa] \rightarrow \text{zvolený materiál pro průřez I vyhovuje}$$

3.2.2 KONTROLA II. PRŮŘEZU

Dle VVU působí v tomto průřezu krouticí moment M_{kII} a ohybový moment M_{oII}

$$M_{kII} = M_K = 1884,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (42)$$

$$M_{oII} = F_m \cdot u_{II} [N \cdot m] \quad (43)$$

$$M_{oII} = 1863,9 \cdot 0,135$$

$$M_{oII} = 251,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kde: $u_{II} = 0,135 \text{ m}$ vzdálenost působíště síly F_m od kritického místa II

Nominální ohybové napětí

$$\sigma_{nII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{32 \cdot M_{oII}}{\pi \cdot d_{II}^3} [MPa] \quad (44)$$

$$\sigma_{nII} = \frac{32 \cdot 251,6}{\pi \cdot 70^3}$$

$$\sigma_{nII} = 7,5 \text{ MPa}$$

Kde $d_{II} = 70 \text{ mm}$ je průměr hřídele v nebezpečném průřezu II

Nominální smykové napětí

$$\tau_{kII} = \frac{M_{kII}}{W_{kII}} = \frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot d_{II}^3} [MPa] \quad (45)$$

$$\tau_{kII} = \frac{16 \cdot 1884,7}{\pi \cdot 70^3}$$

$$\tau_{kII} = 28,0 \text{ MPa}$$

**Redukované napětí**

$$\sigma_{RII} = \sqrt{(\alpha_{\sigma II} \cdot \sigma_{nII})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau II} \cdot \sigma_{nII})^2} \text{ [MPa]} \quad (46)$$

$$\sigma_{RII} = \sqrt{(2,1 \cdot 7,5)^2 + 3 \cdot (1,4 \cdot 28,0)^2}$$

$$\sigma_{RII} = 69,7 \text{ MPa}$$

Kde: $\alpha_{\sigma II} = 2,1$ je součinitel tvaru pro průřez II namáhaný ohybem

$\alpha_{\tau II} = 1,4$ je součinitel tvaru pro průřez II namáhaný krutem

Bezpečnost v II. kritickém průřezu

$$k_{II} = \frac{R_e}{\sigma_{RII}} [-] \quad (47)$$

$$k_{II} = \frac{295}{69,7}$$

$k_{II} = 4,2 \rightarrow$ zvolený materiál pro průřez II vyhovuje

3.2.3 KONTROLA III. PRŮŘEZU

V kritickém průřezu III se nachází drážka pro pero. Rozměry drážky dle [9]

$d_{IIIp} = 76,5 \text{ mm}$ nejmenší průměr hřídele

$b_{IIIp} = 22 \text{ mm}$ šířka drážky

$R_{IIIp} = 0,6 \text{ mm}$ zaoblení drážky

Dle VVU působí v tomto průřezu krouticí moment M_{kIII} a ohybový moment M_{oIII}

$$M_{kIII} = M_K = 1884,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (48)$$

$M_{oIII} = 3875 \text{ N} \cdot \text{m}$ odečteno z grafu vvu

Nominální ohybové napětí

$$\sigma_{nIII} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}} = \frac{32 \cdot M_{oIII}}{\pi \cdot d_{IIIp}^3} \text{ [MPa]} \quad (49)$$

$$\sigma_{nIII} = \frac{32 \cdot 3875}{\pi \cdot 76,5^3}$$

$$\sigma_{nIII} = 5,7 \text{ MPa}$$



Nominální smykové napětí

$$\tau_{kIII} = \frac{M_{kIII}}{W_{kIII}} = \frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot d_{IIIp}^3} [MPa] \quad (50)$$

$$\tau_{kIII} = \frac{16 \cdot 1884,7}{\pi \cdot 76,5^3}$$

$$\tau_{kIII} = 21,4 MPa$$

Redukované napětí

$$\sigma_{RIII} = \sqrt{(\alpha_{\sigma III} \cdot \sigma_{nIII})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau III} \cdot \sigma_{nIII})^2} [MPa] \quad (51)$$

$$\sigma_{RIII} = \sqrt{(2,2 \cdot 5,7)^2 + 3 \cdot (1,4 \cdot 21,4)^2}$$

$$\sigma_{RIII} = 56,76 MPa$$

Kde: $\alpha_{\sigma III} = 2,8$ je součinitel tvaru pro průřez III namáhaný ohybem [7] (obr. A-15-8)

$\alpha_{\tau III} = 2,2$ je součinitel tvaru pro průřez III namáhaný krutem [8] (obr. 23-5)

Bezpečnost v II. kritickém průřezu

$$k_{III} = \frac{R_e}{\sigma_{RIII}} [-] \quad (52)$$

$$k_{III} = \frac{295}{56,76}$$

$$k_{III} = 3,5 \rightarrow \text{zvolený materiál pro průřez III vyhovuje}$$

3.3 KONTROLA PER

Kontrola per je provedena dle [7]. Nejprve je kontrolováno pero, které slouží ke spojení výstupního konce hřídele s dutým hřídelem pohonu. Poté je kontrolováno pero přenášející krouticí moment na řetězové kolo.

3.3.1 KONTROLA PERA NA VÝSTUPNÍM KONCI HŘÍDELE

Je voleno pero 20e7 x 12 x 180

Rozměry pera dle [9]:

$$b_{Ip} = 20 \text{ mm šířka pera}$$

$$h_{Ip} = 12 \text{ mm výška pera}$$

$$l_{Ip} = 180 \text{ mm délka pera}$$



$$l_{Ipj} = l_{Ip} - b_{Ip} \text{ [mm]} \quad (53)$$

$$l_{Ipj} = 180 - 20$$

$$l_{Ipj} = 160 \text{ mm}$$

Kontaktní tlak v náboji pera

$$p_1 = \frac{F_{p1}}{S_{p1}} = \frac{\frac{2 \cdot M_k}{d_I}}{\frac{h_{p1}}{2} \cdot l_{Ipj}} \text{ [MPa]} \quad (56)$$

$$p_1 = \frac{\frac{2 \cdot 1884,7}{0,07}}{\frac{0,012}{2} \cdot 0,160}$$

$$p_1 = 56,1 < p_{dov} = 120 \text{ [MPa]} \rightarrow \text{zvolené pero vyhovuje}$$

3.3.2 KONTROLA PERA SPOJUJÍCÍHO ŘETĚZOVÉ KOLO

Je voleno pero 22e7 x 14 x 90

Rozměry pera dle [9]:

$$b_{IIIp} = 22 \text{ mm} \quad \text{šířka pera}$$

$$h_{IIIp} = 14 \text{ mm} \quad \text{výška pera}$$

$$l_{IIIp} = 90 \text{ mm} \quad \text{délka pera}$$

$$d_{IIIp} = 85 \text{ mm} \quad \text{průměr hřídele}$$

$$l_{IIIpj} = l_{IIIp} - b_{IIIp} \text{ [mm]} \quad (54)$$

$$l_{IIIpj} = 90 - 22$$

$$l_{IIIpj} = 68 \text{ mm}$$



Kontaktní tlak v náboji pera

$$p_2 = \frac{F_{p2}}{S_{p2}} = \frac{\frac{M_k}{d_{III}}}{\frac{h_{p2}}{2} \cdot l_{IIIpj}} [MPa] \quad (55)$$

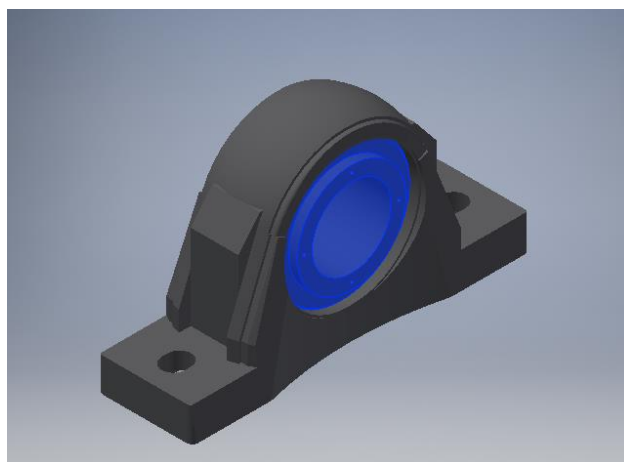
$$p_2 = \frac{\frac{1884,7}{0,085}}{\frac{0,014}{2} \cdot 0,068}$$

$$p_2 = 46,6 < p_{dov} = 120 [MPa] \rightarrow \text{zvolené pero vyhovuje}$$

3.4 KONTROLA LOŽISKA

Pro uložení hnacího hřídele je volena stojatá ložisková jednotka se soudečkovými ložisky od společnosti SKF typu SYNT 75 LW. Tato ložisková jednotka se skládá z ložiskového tělesa ECY 250 a ložiska 22215 E. Ložisko je zajištěno proti posunutí v axiálním směru pomocí soustředného upnutí stupňovitým pouzdrem. [12]

Výpočet ložiska je proveden podle [7]



Obr. 17 Ložisková jednotka SYNT 75 LW [12]

Parametry zvoleného ložiska [12]:

Základní dynamická únosnost: $C = 212 \text{ kN}$

Základní statická únosnost: $C_0 = 240 \text{ kN}$

Radiální zatížení ložiska: $F_{RB} = 15899 \text{ N}$

Axiální zatížení ložiska: $F_{AB} = 0 \text{ N}$



3.4.1 VÝPOČET ZÁKLADNÍ TRVANLIVOSTI

Určení součinitele základního dynamického radiálního zatížení X a součinitele základního dynamického axiálního zatížení Y

$$\frac{F_{AB}}{C_0} = \frac{0}{240000} = 0 \rightarrow e = 0 \quad (57)$$

$$\frac{F_{AB}}{F_{RB}} = \frac{0}{15899} = 0 \leq e = 0$$

$$\Rightarrow X = 1 \quad \text{dle [7] (tab. 11-1)}$$

$$\Rightarrow Y = 0 \quad \text{dle [7] (tab. 11-1)}$$

Kde e je mezní hodnota poměru F_{AB}/F_{RB}

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$P_e = X \cdot F_{RB} + Y \cdot F_{RB} [N] \quad (58)$$

$$P_e = 1 \cdot 15899 + 0 \cdot 15899$$

$$P_e = 15899 \text{ N}$$

Základní výpočtová trvanlivost ložiska

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_e} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{hod}] \quad (59)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{212000}{15899} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 38}$$

$$L_{10h} = 2465767 \text{ hod}$$

Kde: $n = 38 \text{ min}^{-1}$ otáčky hřídele (viz kap. 2.2.2)

3.4.2 VÝPOČET MODIFIKOVANÉ TRVANLIVOSTI

Je třeba určit součinitel modifikované trvanlivosti a_{ISO} a součinitel spolehlivosti a_1

Roztečný průměr sady soudečků

$$D_{pw} = \frac{d_a + D_a}{2} [mm] \quad (60)$$

$$D_{pw} = \frac{87,8 + 115}{2}$$

$$D_{pw} = 101,4 \text{ mm}$$



Kde: $d_a = 87,8 \text{ mm}$ je vnitřní průměr sady soudečkových ložisek [12]

$D_a = 115 \text{ mm}$ je vnější průměr sady soudečkových ložisek [12]

Z vypočtených hodnot se stanoví kinematická viskozita: $\nu_1 = 200 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ dle [7] (graf. 11-12)

Ložisko je mazáno plastickým mazivem na bázi minerálního oleje zahuštěného lithným mýdlem. Při teplotě 40°C je výrobcem daná kinematická viskozita $\nu = 110 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ [13]

Viskózní poměr

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} [-] \quad (61)$$

$$\kappa = \frac{110}{200}$$

$$\kappa = 0,55 [-]$$

Mezní únavové zatížení

$$C_u = \frac{C_0}{8,2} \cdot \left(\frac{100}{D_{pw}} \right)^{0,3} [N] \quad (62)$$

$$C_u = \frac{240000}{8,2} \cdot \left(\frac{100}{101,4} \right)^{0,3}$$

$$C_u = 29146,5 \text{ N}$$

Pro stanovení součinitele a_{ISO} se určí stupeň znečištění:

$$e_c = 0,5 [-] \quad [7] \text{ (tab. 11-7)}$$

$$e_c \cdot \frac{C_u}{P_e} = 0,5 \cdot \frac{29146,5}{15899} = 1,83 \quad (63)$$

Podle vypočítaných hodnot je určen součinitel modifikované trvanlivosti $a_{ISO} = 15$ [7] (obr.11-11)

Modifikovaná rovnice trvanlivosti

$$L_{1m} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h} [\text{hod}] \quad (64)$$

$$L_{1m} = 0,25 \cdot 15 \cdot 2465767$$

$$L_{1m} = 9246626,25 \text{ hod}$$

Kde: $a_1 = 0,25$ je součinitel spolehlivosti [7] (tab. 11-6)



ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem korečkového elevátoru pro dopravu hrubě kusovitého abrazivního materiálu podle zadaných parametrů.

V první části práce, je rešeršní uvedení do problematiky korečkových elevátorů. Popsány jsou zde hlavní typy elevátorů a jejich dílčí části. Pozornost je věnována především volbě korečků, tažného prostředku, nosné konstrukce a pohonu. Dále je v této části proveden rozbor plnění korečků dopravovaným materiálem. Rešeršní část uzavírá problematika vyprazdňování korečků.

Druhá část se zabývá funkčním výpočtem korečkového elevátoru. Volba korečků, řetězu a řetězových kol se provedla pomocí předběžného výpočtu. Zvolené komponenty jsou od firmy Pewag s.r.o. a odpovídají požadavkům pro přepravu daného materiálu. V následném přesném výpočtu se určily síly potřebné k zajištění chodu elevátoru, z nichž vychází volba pohonu. Byl zvolen převodový motor od společnosti SEW-Eurodrive, který poskytuje potřebný výkon. V závěru této části se provedla kontrola gravitačního vyprazdňování korečků.

Závěrečná část se věnovala konstrukčnímu návrhu hnacího hřídele a jeho komponent. Pro zvolený materiál se určily bezpečnosti v nebezpečných průřezích. Dále se zkontrolovaly pera v místech, kde je převáděn největší krouticí moment. Na závěr proběhla kontrola životnosti ložisek. Všechny tyto komponenty hnacího hřídele vyhovují pro dané zatížení.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988. Učební texty vysokých škol.
- [2] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků: určeno pro stud. fak. strojní*. Praha: ČVUT, 1983.
- [3] ČSN 26 2008: Svislé korečkové elevátory, Základní parametry a rozměry, 8s., Praha, 1993.
- [4] DRAŽAN, František. *Manipulace s materiálem: vysokoškolská učebnice*. Praha: SNTL, 1979. Česká matice technická.
- [5] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [6] POLÁK, Jaromír. Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů*. 3.vyd. Brno: PC-DIR, 1996. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0829-4
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. Vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [10] PEWAG, s.r.o.. *Řetězy a komponenty pro korečkové elevátory* [online]. [citace 21-5-2016]. Dostupné z: https://issuu.com/pewag/docs/katalog_becherwerke_tschechisch?e=-3795861/8003512
- [11] SEW-EURODRIVE. *Technická dokumentace a software pro K: Kuželo-čelní převodový motor* [online]. [citace 21-5-2016]. Dostupné z: http://www.sew-eurodrive.cz/support/documentation_parts.php?PHPSESSID=h48e6raqc7388hbg8hf1uotkk1&gruppen_id_back=A13&sachnr=16840003&name=K%3A+Kuželo-čelní+převodový+motor
- [12] SKF. *Stojaté ložiskové jednotky se soudečkovými ložisky* [online]. [citace 22-5-2016]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/roller-bearing-units/plummer-block-roller-bearing-units/metric-shafts/index.html?designation=-SYNT%2075%20LW&unit=metricUnit>
- [13] SKF. *Univerzální plastické mazivo pro průmyslové a automobilní aplikace NLGI 2* [online]. [citace 22-5-2016]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/lubrication-solutions/lubricants/general-purpose-industrial-and-automotive-nlgi-2-grease/index.html>
- [14] MECHANICALENGINEERINGBLOG. *Bucket elevator parts* [online]. [citace 23-5-2016]. Dostupné z: http://www.mechanicalengineeringblog.com/wp-content/uploads/2012/12/01-layout-of-a-bucket-elevator_thumb.png



- [15] ARVOS GROUP. *Ehrsam bucket elevator systems* [online]. [citace 23-5-1016]
Dostupné z: <http://www.arvos-group.com/divisions/raymond-bartlett-snow/products/-ehrsam-products/bucket-elevator-system/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m]	Vzdálenost pólu od středu otáčení
a_1	[-]	součinitel spolehlivosti
a_{ISO}	[-]	součinitel modifikované trvanlivosti
a_k	[mm]	Násypná šířka korečku
b_a	[mm]	Vnější šířka řetězu
b_i	[mm]	vnitřní šířka řetězu
b_{IIIp}	[mm]	tloušťka pera v III. kritickém místě
b_{Ip}	[mm]	tloušťka pera v I. kritickém místě
b_k	[mm]	Šířka korečku
C	[N]	Základní dynamická únosnost
C_0	[N]	Základní statická únosnost
c_1	[-]	součinitel odporu při nabírání
C_u	[N]	mezní únavové zatížení
D_1	[m]	Průměr hnacího kola
D_2	[m]	Průměr hnaného kola
d_2	[m]	volený průměr hřídele napínacích kol
d_3	[m]	volený průměr hřídele hnacích kol
D_a	[mm]	vnější průměr sady soudečkových ložisek
d_a	[mm]	vnitřní průměr sady soudečkových ložisek
d_I	[mm]	průměr hřídele v I. kritickém místě
d_{II}	[mm]	průměr hřídele v II. kritickém místě
d_{III}	[mm]	průměr hřídele v III. kritickém místě
d_{IIIp}	[mm]	průměr hřídele v III. Kritickém místě
d_{IIIp}	[mm]	průměr hřídele pod drážkou pro pero v III. kritickém místě
d_{Ip}	[mm]	průměr hřídele pod drážkou pro pero v I. kritickém místě
D_{pw}	[mm]	roztečný průměr sady soudečků
d_f	[mm]	Jmenovitá tloušťka článku řetězu
e	[-]	mezní hodnota poměru axiálního a radiálního zatížení ložiska
F	[N]	Předběžná obvodová síla
F_1	[N]	Složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu
F_2	[N]	Složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu
F_3	[N]	síla potřebná k ohýbání tažného prostředku na napínacích kolech



F_4	[N]	síla potřebná k ohýbání tažného prostředku na hnacích kolech
F_5	[N]	síla potřebná k překonání odporu tření ložisek napínacího hřídele
F_6	[N]	síla potřebná k překonání odporu tření ložisek hnacího hřídele
F_7	[N]	Složka obvodové síly potřebná ke zvedání tažného prostředku
F_8	[N]	Složka obvodové síly potřebná ke zvedání korečků
F_{AB}	[N]	axiální síla v podpoře B
F_C	[N]	Celková obvodová síla
$F_{dř}$	[N]	dovolené zatížení řetězu
F_m	[N]	síla od hmotnosti motoru
F_n	[N]	Napínací síla
F_N	[N]	Napínací síla
F_n'	[N]	přídavná napínací síla
F_O	[N]	Odstředivá síla na hnacím kole
F_{p1}	[N]	obvodová síla působící na pero na výstupním konci hřídele
F_{p2}	[N]	obvodová síla působící na pero pod řetězovým kolem
F_{RA}	[N]	reakce v podpoře A
F_{RB}	[N]	reakce v podpoře B
F_f	[N]	Síla v řetězu
F_Z	[N]	Skutečná obvodová síla na hnacích kolech
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
H_0	[m]	Vzdálenost os kol
h_1	[mm]	Výška zadní stěny korečku
h_2	[mm]	Výška přední stěny korečku
H_d	[m]	dopravní výška
H_m	[m]	Vzdálenost násypky od země
H_n	[m]	Vzdálenost násypky od země
i	[-]	Převodový poměr hnacího motoru
k	[-]	součinitel bezpečnosti proti prokluzování
k_I	[-]	bezpečnost v I. kritickém místě
k_{II}	[-]	bezpečnost v II. kritickém místě
k_{III}	[-]	bezpečnost v III. kritickém místě
l_1	[mm]	vzdálenost mezi ložiskem a hnacím kolem
L_{10h}	[hod]	základní výpočtová trvanlivost



L_{1m}	[hod]	modifikovaná trvanlivost
l_2	[mm]	vzdálenost mezi hnacími koly
l_3	[mm]	vzdálenost mezi hnacím kolem a ložiskem
l_4	[mm]	vzdálenost mezi ložiskem a motorem
l_{IIIp}	[mm]	délka pera pod řetězovým kolem
l_{IIIpj}	[mm]	délka pera pod řetězovým kolem přenášející zatížení
l_{Ip}	[mm]	délka pera na výstupním konci hřídele
l_{Ipj}	[mm]	délka pera na výstupním konci hřídele přenášející zatížení
m_k	[kg]	Hmotnost prázdného korečku s upínacím zařízením
M_K	[N·m]	Krouticí moment hnacího motoru
m_{k0}	[kg]	Hmotnost korečku
m_{k1}	[kg]	Hmotnost poháněcího kola
m_{k2}	[kg]	Hmotnost napínacího kola
M_{KI}	[N·m]	Krouticí moment v I. kritickém místě
M_{KII}	[N·m]	Krouticí moment v II. kritickém místě
M_{KIII}	[N·m]	Krouticí moment v III. kritickém místě
m_m	[kg]	Hmotnost hnacího motoru
m_n	[kg]	Hmotnost napínacích kol s příslušenstvím
M_{OII}	[N·m]	ohybový moment v II. kritickém místě
M_{OIII}	[N·m]	ohybový moment v III. kritickém místě
n	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky hnacího motoru
P	[W]	Předběžný výkon motoru
p	[-]	počet tažných řetězů jedné větve
p_1	[MPa]	kontaktní tlak v náboji pera na výstupním konci hřídele
p_2	[MPa]	kontaktní tlak v náboji pera pod řetězovým kolem
p_{dov}	[MPa]	dovolený tlak na pero
P_e	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$p_{\bar{r}}$	[mm]	Rozteč řetězu
P_s	[W]	Stanovený výkon hnacího motoru
P_z	[W]	Předběžný zvolený výkon motoru
P_Z	[W]	jmenovitý výkon hnacího motoru
Q	[t·hod ⁻¹]	dopravní výkon
q_1	[N·m ⁻¹]	Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečků



q_1	$[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$	délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti materiálu
q_2	$[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$	délkové zatížení tažného prostředku od vlastní tíhy
R_1	$[\text{m}]$	Vzdálenost středu kola od nejvzdálenější hrany korečku
R_a	$[\text{m}]$	vzdálenost bodu počátku vyprazdňování od středu otáčení kola
R_e	$[\text{MPa}]$	mez kluzu
R_{eI}	$[\text{MPa}]$	mez kluzu v I. kritickém místě
R_{eII}	$[\text{MPa}]$	mez kluzu v II. kritickém místě
R_{eIII}	$[\text{MPa}]$	mez kluzu v III. kritickém místě
R_{IIIp}	$[\text{mm}]$	poloměr zaoblení hrany u drážky pro pero v III. kritickém místě
R_{Ip}	$[\text{mm}]$	poloměr zaoblení hrany u drážky pro pero v I. kritickém místě
r_k	$[\text{mm}]$	Poloměr zaoblení dna korečku
R_m	$[\text{MPa}]$	mez pevnosti
S_{p1}	$[\text{m}^2]$	plocha pera na výstupním konci hřídele
S_{p2}	$[\text{m}^2]$	plocha pera pod řetězovým kolem
t	$[\text{s}]$	čas, během kterého urazí materiál výslednou dráhu
T	$[\text{N}]$	celková síla od kol
T_1	$[\text{N}]$	Celkový tah v nabíhající větvi
T_2	$[\text{N}]$	Celkový tah ve sbíhající větvi
t_k	$[\text{m}]$	rozteč korečků
T_{p1}	$[\text{N}]$	Předběžný tah v nabíhající větvi
T_{p2}	$[\text{N}]$	Předběžný tah ve sbíhající větvi
t_s	$[\text{mm}]$	Tloušťka stěny korečku
u_{II}	$[\text{mm}]$	vzdálenost působíště síly F_m od kritického místa II
v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	zvolená rychlost korečků dle normy
V_0	$[\text{m}^3]$	Kapacita korečku
v_a	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost korečku v bodě počátku vyprazdňování
V_k	$[\text{m}^3]$	Obsah korečku
v_m	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	skutečná rychlost na hnacích kolech
W_{KI}	$[\text{m}^3]$	průřezový modul v krutu v I. kritickém místě
W_{KII}	$[\text{m}^3]$	průřezový modul v krutu v II. kritickém místě
W_{KIII}	$[\text{m}^3]$	průřezový modul v krutu v III. kritickém místě
W_{OII}	$[\text{m}^3]$	průřezový modul v ohybu v II. kritickém místě
X	$[-]$	součinitel základního dynamického radiálního zatížení



x_m	[mm]	poloha materiálu na ose x
Y	[-]	součinitel základního dynamického axiálního zatížení
y_m	[mm]	poloha materiálu na ose y
z	[-]	Počet zubů poháněcího kola
α_a	[°]	úhel mezi počáteční dráhou materiálu a osou x
α_{kI}	[-]	tvarový součinitel pro krut v I. kritickém místě
$\alpha_{\sigma II}$	[-]	tvarový součinitel pro ohyb v II. kritickém místě
$\alpha_{\sigma III}$	[-]	tvarový součinitel pro ohyb v III. kritickém místě
$\alpha_{\tau II}$	[-]	tvarový součinitel pro krut v II. kritickém místě
$\alpha_{\tau III}$	[-]	tvarový součinitel pro krut v III. kritickém místě
γ	[kg·m ³]	Sypná hmotnost koksu
ε	[-]	stupeň znečištění
η	[-]	zvolená účinnost převodů od motoru k poháněcí hřídeli
κ	[-]	viskózní poměr
μ_1	[-]	celkový součinitel odporu
μ_2	[-]	součinitel tření svařovaných řetězů
μ_3	[-]	součinitel odporu tření valivých ložisek
ν	[mm ² ·s]	kinematická viskozita maziva za provozní teploty
ν_1	[mm ² ·s]	kinematická viskozita maziva
σ_{nII}	[MPa]	nominální napětí v ohybu v II. kritickém místě
σ_{nIII}	[MPa]	nominální napětí v ohybu v III. kritickém místě
σ_{RII}	[MPa]	redukované napětí v II. kritickém místě
σ_{RIII}	[MPa]	redukované napětí v III. kritickém místě
τ_{kI}	[MPa]	smykové napětí v I. kritickém místě
τ_{kII}	[MPa]	nominální napětí v krutu v II. kritickém místě
τ_{kIII}	[MPa]	nominální napětí v krutu v III. kritickém místě
φ	[-]	součinitel plnění
ψ	[°]	Dynamický sypný úhel



SEZNAM PŘÍLOH

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE:

Výkres sestavy	KOREČKOVÝ ELEVÁTOR	0-KE-00-00
Výkres hlavy elevátoru	HLAVA ELEVÁTORU	1-KE-01-00
Výkres hnacího hřídele	HNACÍ HŘÍDEL	2-KE-01-01

DALŠÍ PŘÍLOHY:

CD s elektronickou verzí bakalářské práce a výkresy ve formátu PDF